



Europäisches
Patentamt
European Patent
Office
Office européen
des brevets

Description of DE4337858

Print

Copy

Contact Us

Close

Result Page

Notice: This translation is produced by an automated process; it is intended only to make the technical content of the original document sufficiently clear in the target language. This service is not a replacement for professional translation services. The esp@cenet® Terms and Conditions of use are also applicable to the use of the translation tool and the results derived therefrom.

The invention concerns a mechanical torque converter.

In the propulsion technology, z. B. for motor vehicles, the use of hydrodynamic torque converters is and/or in certain cases. - clutches usually, because their characteristics are to a large extent ideal to the drive. The disadvantage of such hydrodynamic torque converters consists of the fact that hydrodynamic machines within a relatively limited range exhibit a sufficiently good efficiency. Since however in the practical enterprise the entire characteristic of the drive engine must be normally used, it comes to substantial energy dissipations, the z. B. in the fixed brake point 100% amount to. Therefore such hydrodynamic transducers can be used nearly only for starting and in continuous operation to mechanical transmissions are switched.

▲ top

The invention is the basis the task to create a torque converter that for the drive by motor vehicles and such a thing suitably is and esp. an optimal adjustment of the engine characteristic to the load characteristic makes possible.

This task is solved by a mechanical torque converter, which exhibits a torque transmission element, which around one to first, the centerline (X) between a drive and a drift senkrechten second axle (Y) is swivelling arranged, whereby at the torque transmission element at least one rotation mass is intended, which around the first axle (X), the second axle (Y) and a third axle (Z, Z min. . .) is swivelling arranged and whereby itself first (X), second (Y) and third (Z, Z min. . .) Axle in one point cut (requirement 1).

The torque converter according to invention uses gyro moments, which drive-wakes with corresponding application for by motor vehicles be consulted can in place of hydrodynamic effects mass moments of rotary masses, in particular.

Such a system works, apart from normal, each mechanical system adhering friction losses contrary to hydrodynamic transducers, loss-free. Besides also an easy controllability is made possible, which reaches from the plus range to the minus range, so that the torque converter is well suitable for the drive of a motor vehicle. The Umsteuerbarkeit into the minus range supplies at the same time an effective continuous brake. Furthermore a regulation is possible with the means of electronics, which always starts the optimal point of characteristic of the drive engine automatically, whereby the consumption minimum of the fuel or the pollutant emission minimum can be in-regulated alternatively.

Due to the arrangement according to invention, with which the first, second and third axle in one point cut themselves, a very simple kinematic diagram results, there the torques M_X and M_Y concerning the x and/or. Y axis are connected systematically with one another, whereby M_X always forms the reaction to M_Y , independently of which internal translations are selected.

In accordance with a favourable further training of the invention lead the rotation mass (n) in the operating condition of the torque converter around the third axis of rotation (n) (Z, Z min. . .) changing rotating motion in co-ordination with the direction of the second axis of rotation (Y) out. The changing rotating motion around the Hauptträgheitsachse/n of the rotation mass (n) regarding the angular speed (ω_z) can favourable-proves pulsating rotating motion to be, which corresponds to symmetrical sinus oscillations around the zero point to rectangle-similar oscillations. Furthermore the changing rotating motion can be changeable in its amplitude and/or situation of the angular speed vector. Due to the pulsating angular speed of the rotation mass at the positions, at which a gyro moment reversal would normally arise, the angular speed CR, which is involved in the gyro moment formation, will change its polarity. The two moments M_X and M_Y are directed in continuous direction. The pulsating rotating motion can be carried out in the case (A) by a swash plate or a crank gear, which has influence on the rotation masses over crank and/or connecting rods, in the case (C) by elliptical wheels or a double universal joint, which are not compensatorily arranged. Case (B) concerns only rectangle-similar rotations, in particular such movements, which are jerk and smooth.

The change of the Pulsationsbewegungen in their amplitudes can be obtained by change of the inclination of the swash plate concerning their axis of rotation, since by a larger inclination a larger stroke is obtained. The change of the situation of the maximum angular speed vector can be obtained by swivelling of the drag axis of the swash plate concerning the second axle (Y).

The second axle (Y) is perpendicular favorably to the first axle (X) and the third axle (Z, Z min. . .) perpendicularly to the second axle (Y) arranged. Favourably the co-ordination of the changing rotating motion can around the third axle

(Z, Z min. . .) to the direction of the second axle Y so its that after a revolution of the second axle (Y) a full period of the pulsating rotating motion of the first axle (X) is final. In such a way also the co-ordination of the changing rotating motion and the direction of the second axle (Y) can run that the period of the pulsating rotating motion is essentially half wave symmetrical.

In accordance with a remark example of the invention three angletransferred rotation masses arranged concentrically to the second axle (Y) are intended. They can exhibit a constant angle distance. The rotation masses can preferably to the respective third axle (Z, Z min. . .) rotationally symmetrically arranged flat cylinders its.

In accordance with remark variation in type the emphasis of the Rotationsmasse/n is appropriate for the invention in first (X), second (Y) and the third (Z) axle. The rotation masses are dumbbell-shaped things, which consist in each case of two single masses connected by means of a thin wave. With this remark example due to the turn arising axial forces are eliminated.

Since with this remark example only one mass in the "rotation system Y" can be used, it is favourable to plan a double arrangement by which the coefficient of cyclic variation of the drift moment is reduced. Thereby the arrangement of an additional spin balance mass becomes redundant. Because during the double arrangement a second dumbbell-shaped mass can Y min" transferred in a second axle "moving in opposite directions 90 DEG. Here because of the same mass-moment of inertia around "Y min" is produced and because of same (more negative) number of revolutions a complete spin reconciliation. Favourable way can form the third axle (Z) a right angle with the centerline (X).

In accordance with a further training of the invention the torque transmission element is a crank element symmetrical to the second axle (Y).

Furthermore it is favourable, if a spin balance mass is intended. Thereby fast reliable running of the torque converter is ensured. The spin balance mass is necessary in particular if three rotation masses on an axle "Y" are arranged. The entire complex "Y" forms a common moment of inertia, which when additional turn around the "X" - axle a spin produces, D. h. a circulating torque vector, which can be compensated in such a way in favourable way by the spin balance mass. The spin balance mass is an additional balance mass moving in opposite directions. A comparable effect is obtained like those the doubly arranged, above mentioned, likewise moving in opposite directions rotating Hantelmassen. Favourable way is concentrically arranged the spin balance mass to a fourth axle and around these swivelling, whereby the fourth axle is parallel to the second axle (Y) and the centerline (X) cuts and the spin balance mass the entrance torque on the torque transmission element transfers. The form of the spin balance mass can be selected according to the geometrical arrangement of the device at will. It participates important that the entire moment of inertia of all is around "Y" rotary masses, multiplied by ω_y equal the moment of inertia of the spin balance mass, multiplied by the negative angular speed the same. Like that it is z. B. possible to design a relatively small balance mass if their angular speed can be sufficiently large.

Furthermore the invention concerns a procedure for the drive of motor vehicles, with which a well suitable drive is possible by means of a torque converter. With the procedure according to invention the driving motor propels the motor vehicle over a mechanical torque converter, by means of an automatic controller a course of an engine due to a measured value from its Kennlinienschar selected and the Pulsationsbewegungen of the rotation masses will become changed (requirement 17).

The change of the Pulsationsbewegungen of the rotation mass preferably takes place via adjustment of a swash plate.

By an automatic controller, which adjust both the swash plate, and the butterfly valve of a motorcar engine or the injection amount of a diesel engine changed, the family of characteristics can optimally, esp. regarding the Verbrennungsvorganges or the environmental compatibility to be used. A complete adjustment to the engine characteristic will possible, it can the desired point in the engine characteristic be adjusted in each case, while with the adjustment of the Pulsationsbewegung in the mechanical torque converter the handling can be affected according to desires of the driver. The adjusting possibility is also able to turn around the direction of the drive moment; it permitted thus backing up without additional Getriebe. Auch braking the vehicle becomes possible by adjustment of the Pulsationsbewegungen of the rotation mass, whereby the brake energy is supplied to the engine, which exhausts it into the cooling system.

In the following invention examples are more near described on the basis the design. Show:

Fig. 1 a sketch for the representation of the physical fundamentals of the effects of the rotation masses according to invention;

Fig. 2 a pattern of a torque converter according to invention;

Fig. 3 a static model of the pattern from Fig. 2;

Fig. 4 a schematic representation of the crank gear of a torque converter according to invention;

Fig. 5 an example of a simple transmission step with the vectors of the internal moments;

Fig. 6 the static model of the arrangement from Fig. 5;

Fig. 7 a schematic plan view on a first remark example of the torque converter according to invention;

Fig. 8 a schematic plan view on a second remark example of the torque converter according to invention.

I. Physical fundamentals

In the following are all sizes, which refer to angle data, with which additional letter "w" designated, z. B. "dw, aw, ew".

Basis of all relevant considerations are Euler min schen equations. $M_z = I_z * \ddot{\alpha} - (I_y - I_x) * \dot{\alpha} * \dot{\beta}$
 $M_y = I_y * \ddot{\beta} - (I_z - I_x) * \dot{\alpha} * \dot{\beta}$
 $M_x = I_x * \ddot{\alpha} - (I_y - I_z) * \dot{\alpha} * \dot{\beta}$
 min and max are herein the time derivatives of the angular speeds.

The three equations describe the effects of rotary masses, related to a coordinate system, whose axes coincide with the main inertia axes passing through by the emphasis (X, mobile firm in the body, in the area, Y, Z,).

See for this Fig. 1.

A goal of the construction is, this more-or-triangles rotation system to realize. The essential structure is the following:

1. Bilaterally stored frame system, which implements the number of revolutions of nx (see Fig. 2).
2. Into this frame system swivelling stored internal system, whereby the axis of rotation stands right-angled on the centerline (X). The number of revolutions of this internal system is ny. Turn "Y" is at the same time the counting size α for the angle of rotation "dw".
3. Into the internal system swivelling stored third system with again right-angled rotation mass, which the main rising up heating moment Iz, stored to "Y", which has Nebenträgheitsmomente Ix and Iy and the angular speed omega z. The main moment of inertia refers to the rotation axle, the Nebenträgheitsmomente is because of rotational symmetry equally large. The rotation axle rotates on the one hand around "Y" and on the other hand together with "Y" around "X". The three rotation axes must cut themselves into points.

With the computational treatment became, as in Fig. 1 represented, the present/immediate position with the angle "dw" defines.

Regardless of the kind of the implementing of the three rotations (it is described later) it is to be stated however that from dw=0 to dw=180 positive, from dw 180> to dw 360< negative gyro moments to come off in each case. Thus that is present Hauptproblem and the substantial hurdle of all constructional considerations. To be solved this can by the fact that a pulsating angular speed is assigned to the rotation mass. That means that in each case at the positions, at which a gyro moment reversal would normally line up the angular speed omega z (is involved in the gyro moment formation) changes its polarity. Thus the two moments MX and My are directed in continuous direction.

Pulsating rotating motion is technically simply and in various way problem which can be solved. Offer themselves:

- Crank gears,
- Swash plates (and/or. Swash plates) or
- Cam drives.

In the kinematic diagram after Fig. 2 a crank gear was selected, whereby then a Winkeltrieb downstream the speed and/or. Moment yield substantially to strengthen in the situation is). Always is it however like that that the crank (and/or. Swash plate or curve) on the axle "Y" stands firmly and for the shift of the number of revolutions vector is only rotated, whereby the connecting rod (o. A.) together with that pulsating measures which can be propelled rotates. In place of the crank twist just as a change of the crank eccentricity is possible by suitable mechanical means.

Further possibilities for the production of a pulsating movement are:

- Employment of an elliptical gear set, whereby the inside is again the fixed wheel,
- Employment of a double universal joint, whereby the two joints are not compensatorily to each other arranged.

Pulsating movements entail inevitably accelerations. Thus first Euler min requires schen equations special attention.
 $M_z = I_z * \ddot{\alpha} - (I_y - I_x) * \dot{\alpha} * \dot{\beta}$

The second member of this equation reaches zero, there because of rotational symmetry $I_x = I_y$. The first member becomes because of arising acceleration not equal zero. However this is a momentary value. From all instant moments logical-proves the average value per revolution must around "Y" to be formed. Here only the components in X-direction interest. If the average value of all X-components was resulted in by Mz a size not equal zero, then this meant that, together with nx, an achievement would arise, which does not have outside correspondence. That is however physically impossible.

For the representation of all procedures naturally mathematical ways are possible. In the available case however a numeric solution method was selected, which is to be accomplished with a PC easily: The revolution circle around "Y" was divided into small computation steps, computed individually and formed from all values the average value. If the

computation steps are sufficiently small selected (in the available case in each case 1-3 degrees), then can be counted on a sufficiently exact final result. With the computation of MT (MT = acceleration portion of Mz) is to be considered however:

Acceleration CR min in an educated manner from the angular speed difference of two neighbouring points of computation, divided by the time differential t: $CR \min = (wz1 - wz0) / t$.

Here it is important to use the speed vectors in X-direction: $CR \min (x) = (wz1 * \cos(dw1) - wz0 * \cos(dw0)) / t$ and $MT (x) = Iz * CR \min$.

The average value results in, as expected, zero. If one would only introduce the cosine function to the moment equation, the change of direction would have been suppressed from wz1 to wz0. The average value MT is then not equal zero. These considerations are necessary however only with the numeric method of calculation. Thus Mz in the total computation has no more meaning. With the gyro moments MX and My is in each case the first member of the formula zero, since nx and ny are constant.

One can write: $MX = - (Iy - Iz) * wy * CR * \sin(dw)$
 $My = - (Iz - Ix) * CR * wx * \sin(dw)$.

Formed from these momentary moments with the help of the time differential $t = \pi * sp / (180 * WG)$, where by sp the size of the computation step is marked, the average values MX and My, which enter then as altogether working moments balance conditions.

II. Computation of the numbers of revolutions

A goal of the construction is to create a system with which both nab and nzu any number of revolutions can be assigned. This condition is propelled fulfilled if the system "X" and the system "Y" over the bevel gear stage (i6) and the gear wheel z4 on the drift-lateral gear wheel z2 unreels (see Fig. 2).

The computation of the numbers of revolutions effected after well-known principles, it must be represented therefore only the result: $nx = nzu$
 $ny = (-i6/i1 * i2) * nab + (i6/i2) * nzu$.

The angular speeds: $wx = \pi * nx / 30$
 $wy = \pi * ny / 30$

The time differential: $t = \pi * sp / (180 * wy)$; (Herein "sp" is the computation step).

It is to be recognized that nx and ny both on nzu and on nab depend. An unstable system is thus present, which only with the gyro moments on the inside developed MX and My become stable.

The momentary numbers of revolutions nz (CR) hang off of:

- (1). the amplitudes resulting in from the kinetics itself,
- (2). the choice of the bevel gear drive in and
- (3). the number of revolutions ny, since the circulation happens around the crank with this number of revolutions.

III. Determination of kinematic conditions at the crank gear

Like already in former times mentioned the production of the pulsating turn CR is possible in different way. Exemplarily the kinetics of a crank gear is to be demonstrated here. In Fig. the pattern is represented 4. Herein is:
 g 1 the lever arm at the bevel gear propelling the mass,
 i5 the connecting rod length,
 i1 the dual spacing of crank and pitman arm,
 it the pitman arm length,
 dw the rotating angle around axle "Y",
 vv the shift of the crank gear (adjustment).

It results: $i10 = \sqrt{(i1 < 2 > - g 1 < 2 >)}$
 $i51 = \sqrt{(i10 < 2 > + es < 2 >)}$
 $aw = \arctan(i1 / i10)$
 $i2 = it * \sin(aw - vv)$
 $i4 = it * \cos(aw - vv)$
 $i3 = it * \sin(dw - aw - vv)$
 $i9 = it * \cos(dw - aw - vv)$
 $i6 = \sqrt{(i3 < 2 > + (i1 + i9) < 2 >)}$
 German Federal Armed Forces = $\arctan(i3 / (i1 + i9))$
 $cw = \arccos((i5 < 2 > + i6 < 2 > - g 1 < 2 >) / (2 * i5 * i6))$
 L.G. = $\arccos((g 1 < 2 > + i6 < 2 > - i5 < 2 >) / (2 * g 1 * i6))$
 $i7 = g 1 * \sin(fw + bw)$
 $i8 = g 1 * \cos(fw + bw)$
 $ew = 90 - fw - bw - aw$

Time differential per computation step $sp: t = \pi * sp (180 * wy)$
 $v = wy * it$
 $vs = v * \cos(90 (dw-aw-vv) - cw + \text{German Federal Armed Forces})$
 $vu = vs / \cos(ew+aw \text{ cw}+bw)$
 $waa = vu/r1$
 $wa = waa/im$
 $bz = (wa1 * \cos(dw1) - wao * \cos(dw0))/t$

IV. Determination of moment conditions

For computation for each transmission element the balance conditions were set up and the system consisting developed in such a way of 9 equations was mathematically solved. In the available case for the improvement of clarity the transmission system was adapted into a static system consisting of levers and connecting rods. Fig. a simple transmission step with the vectors of the internal moments shows 5 as example.

The static model of this arrangement is in Fig. 6 represented. In the adaptation forces become corresponding and from gear wheels levers from moments. If this transmission is a planetary gear, then simply the fixed point is replaced by a mobile member with the appropriate Kraft. Always two balance conditions apply:

1. Force equilibrium $M1 + M3 + ms = 0$
2. Moment equilibrium $M1 + M3/iv = 0$

Fig. the entire kinematic diagram, Fig shows 2. 3 the appropriate static model. Herein the Doppelinlen lever (thus bending staffs) is, and the simple connections connecting rods. Winkegetriebe are represented in a general manner as bell cranks.

- As is the case for each technical system all moments working from the outside must be also here in the equilibrium. These are:

- (1). The drive moment $Mzuges$
- (2). The drift moment $Mges$
- (3). The gyro moment MX .

The balance conditions can be set up. Basis for this is Fig. 3. $Mges + M0 + M1 = 0$

$$\begin{aligned} M2 + M4 + X1 &= 0 \\ M1 + i1 * Mges &= 0 \\ M4 + i2 * M2 &= 0 \\ M3 + M4 &= 0 \\ M1 + M2 &= 0 - \\ X1 - M3 - Mx - Mzuges &= 0 \\ Mges + Mzuges + M0 + MX &= 0 \\ M - i6 * My &= 0 - \end{aligned}$$

This system consisting of 9 equations is gradually solved by Elimination of the variables. The variables eliminated in each case thereby are marked by horizontal lines. 1. Step:

$$\begin{aligned} M3 &= i6 * My, M2 = - M1 Mges + M0 + M1 = 0 \\ X1 - M1 + M4 &= 0 \\ M1 + i1 * Mges &= 0 - \\ M4 - i2 * M1 &= 0 \\ M4 + i6 * My &= 0 - \\ X1 - i6 * My - MX - Mzuges &= 0 \\ Mges + Mzuges + M0 + MX &= 0 \quad 2. \text{ Step:} \\ M4 &= - i6 * My, M1 = - iL * Mges M0 + (1-i1) * Mges = 0 - \\ X1 + i1 * Mges - i6 * My &= 0 \\ i1 * i2 * Mges - i6 * My &= 0 \\ X1 - i6 * My - MX - Mzuges &= 0 \\ Mges + Mzuges + M0 + MX &= 0 \quad 3. \text{ Step:} \\ M0 &= Mges * T * t (i1-1) X1 + i1 * Mges - i6 * My = 0 - \\ i1 * i2 * Mges - i6 * My &= 0 \\ X1 - i6 * My - MX - Mzuges &= 0 \\ i1 * Mges + Mzuges + MX &= 0 \quad 4. \text{ Step:} \\ X1 &= i6 * My - i1 * Mges i1 * i2 * Mges - i6 * My = 0 \\ i1 * Mges + Mzuges + MX &= 0 \\ i1 * Mges + Mzuges + MX &= 0 \quad (\text{identically}) \end{aligned}$$

From the last equation results: $Mges = (- MX - Mzuges) / i1$

The condition $i1 * i2 * Mges - i6 * My = 0$ is systematically always fulfilled thereby.

From the performance condition compellingly $Mzuges = -$ results $Mges * T * t \text{ nab/nzu}$

The total moment becomes then: $Mges = (- MX) / i1 * (1 - nab/nzu)$

With the represented method of calculation the stationary condition is described. During the transition to another stationary condition naturally accelerations arise. Whether and which problems arise thereby in the practical enterprise, is not at present well-known, however these are to be expected if necessary with the organization of the controlling mean and considered.

The effect of the adjustment mechanics is based primarily on influence of the swinging amplitude or on shift of the number of revolutions vector of the masses. With a test model mechanics were created for the change of the eccentricity of the crank.

In addition, influence on the moment characteristic has the relationship I_x/I_z . A mass with large outside diameter and small height (similar Fig. 2) I_x/I_z results in values < 1 . For a long time, pulled apart masses result in values $I_x/I_z > 1$ and thus, in the case of same shift; reverse moment effect. Is thus adjustment mechanics conceivable, with which axially divided masses can be shifted continuously to each other.

It does not have to be mentioned that a multiple arrangement of the masses entails a multiplication of the moments by wave "Y" (usually 3) both as well as a to a large extent balanced run that pulsating arising moments.

The described system works, apart from normal, each mechanical system adhering friction losses, loss-free and differs thereby in principle of hydrodynamic transducers. Since in addition also an easy controllability is present, which reaches from the plus range to the minus range, a good suitability is to be expected for the drive of a motor vehicle. The Umsteuerbarkeit into the minus range supplies at the same time an effective continuous brake.

In addition with the means of electronics a regulation is conceivable, which automatically always starts the optimal point of characteristic of the drive engine, whereby the consumption minimum or the pollutant emission minimum can be in-regulated alternatively.

▲ top In Fig. a schematic representation is shown 7 as plan view to the first remark example of the invention. This concerns the remark example, with which three rotation masses m are angletransferred and concentrically around the second axle Y arranged. Furthermore a spin balance mass m_A is intended.

Fig. a plan view shows 8 in schematic representation to the second remark example according to invention. The rotation masses m are formed as dumbbell-shaped things, which consist of two single masses connected by means of a thin wave. There is two of these torque transmission elements intended, which form a double arrangement.



Europäisches
Patentamt
European Patent
Office
Office européen
des brevets

[Claims of DE4337858](#)
[Print](#)
[Copy](#)
[Contact Us](#)
[Close](#)

Result Page

Notice: This translation is produced by an automated process; it is intended only to make the technical content of the original document sufficiently clear in the target language. This service is not a replacement for professional translation services. The esp@cenet® Terms and Conditions of use are also applicable to the use of the translation tool and the results derived therefrom.

1. Mechanical torque converter, which exhibits a torque transmission element, which around one to first, the centerline (X) between a drive and a drift senkrechten second axle (Y) is swivelling arranged, whereby at the torque transmission element at least one rotation mass is intended, which around the first axle (X), the second axle (Y) and a third axle (Z, Z min. . .) is swivelling arranged and whereby itself first (X), second (Y) and third (Z, Z min. . .) Axle in one point cut.

2. Mechanical torque converter according to requirement 1, by the fact characterized that the rotation mass (n) in the operating condition of the torque converter around the third axle (Z, Z min. . .) changing rotating motion in co-ordination with the direction of the second axis of rotation (Y) implements.

▲ top

3. Mechanischer torque converter according to requirement 2, by the fact characterized that the changing rotating motion is around the main inertia axis (n) of the rotation mass (n) regarding the angular speed (ω_z) pulsating rotating motion, which corresponds to symmetrical sinus oscillations around the zero point to rectangle-similar oscillations.

4. Mechanical torque converter according to requirement 2 or 3, by the fact characterized that the changing rotating motion is changeable in their amplitude and/or the situation of the maximum angular speed vector.

5. Mechanical torque converter after one of the requirements 1 to 4, by the fact characterized that the second axle (Y) perpendicularly to the first axle (X) and the third axle (Z, Z min. . .) perpendicularly to the second axle (Y) is arranged.

6. Mechanischer torque converter after one of the requirements 2 to 5, by the fact characterized that the co-ordination of the changing rotating motion around the third axle (Z, Z min. . .) to the direction of the second axle (Y) like that it is that after a revolution of the second axle (Y) a full period of the pulsating rotating motion of the third axle (Z) is final.

7. Mechanical torque converter after one of the requirements 2 to 5, by the fact characterized that in such a way the co-ordination of the changing rotating motion and the direction of the second axle (Y) runs that the period of the pulsating rotating motion is essentially half wave symmetrical.

8. Mechanical torque converter after one of the requirements 1 to 7, rotation masses (m) arranged concentrically thereby characterized that angleshifted three, to which second axle (Y) it is intended.

9. Mechanischer torque converter after one of the requirements 1 to 8, by the fact characterized that the rotation mass (n) to that in each case third axle (Z, Z min. . .) rotationally symmetrically arranged flat cylinders are.

10. Mechanical torque converter after one of the requirements 1 to 8, by the fact characterized that the emphasis of the Rotationsmasse/n in first (X), for which second (Y) and the third (Z) axle are appropriate.

11. Mechanical torque converter according to requirement 10, by it characterized that the rotation mass is dumbbell-shaped, and from two single masses connected by means of a thin wave exists.

12. Mechanical torque converter according to requirement 11, by the fact characterized that a second torque transmission element with the characteristics of the preceding requirements is intended, in order to form a double arrangement.

13. Mechanischer torque converter after one of the requirements 10 to 12, by the fact characterized that the third axle (z) forms a right angle with the centerline (X).

14. Mechanical torque converter after one of the requirements 1 to 13, by the fact characterized that the torque transmission element is a crank element symmetrical to the second axle (Y).

15. Mechanical torque converter after one of the requirements 1 to 14, by the fact characterized that a spin balance mass (mA) is intended.

16. Mechanical torque converter according to requirement 15, by the fact characterized that the spin balance mass is swivelling around these to a fourth axle concentrically arranged and, whereby the fourth axle is parallel to the second axle (Y) and the first axle (X) cuts and the spin balance mass moving in opposite directions to the rotation mass swivelling is.

17. Procedure for the drive by motor vehicles, with which the driving motor propels the motor vehicle over a mechanical torque converter, and by means of an automatic controller both a course of the engine regarding a measured value in its Kennlinienschar is selected, and the Pulsationsbewegungen of the rotation mass (n) to be changed.



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 43 37 858 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 16 H 33/10
B 60 K 17/08
B 60 K 41/04

⑳ Aktenzeichen: P 43 37 858.7
㉔ Anmeldetag: 5. 11. 93
㉔ Offenlegungstag: 11. 5. 95

DE 43 37 858 A 1

㉔1 Anmelder:
Frentzel, Wolfgang, 38302 Wolfenbüttel, DE

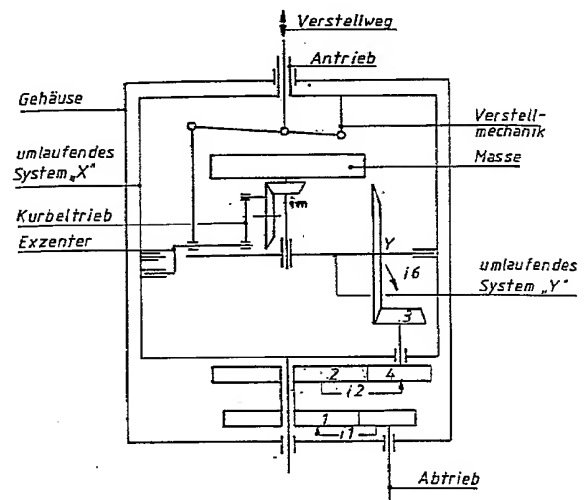
㉔4 Vertreter:
Döring, R., Dr.-Ing., 38102 Braunschweig; Fricke, J.,
Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., 80331 München; Einsel, M.,
Dipl.-Phys., 38102 Braunschweig; Leonhard, R.,
Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 80331 München

㉔2 Erfinder:
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Mechanischer Drehmomentwandler

⑤7 Die Erfindung betrifft einen mechanischen Drehmomentwandler, der in der Antriebstechnik, etwa in einem Kraftfahrzeug, gut geeignet ist, wobei der mechanische Drehmomentwandler zwischen einem Antrieb und einem Abtrieb ein Drehmomentübertragungselement aufweist, das um eine zu einer ersten, der Hauptachse (X) senkrechten zweiten Achse (Y) drehbar angeordnet ist, wobei an dem Drehmomentübertragungselement wenigstens eine Rotationsmasse vorgesehen ist, welche um die erste Achse (X), die zweite Achse (Y) und die dritte Achse (Z, Z'...) drehbar angeordnet ist und wobei sich die erste (X), die zweite (Y) und die dritte (Z, Z'...) Achse in einem Punkt schneiden.



DE 43 37 858 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 03. 95 508 019/171

12/29

Die Erfindung betrifft einen mechanischen Drehmomentwandler.

In der Antriebstechnik, z. B. für Kraftfahrzeuge, ist in bestimmten Fällen der Einsatz von hydrodynamischen Drehmomentwandlern bzw. -kupplungen üblich, weil deren Eigenschaften weitgehend ideal zum Antrieb sind. Der Nachteil solcher hydrodynamischen Drehmomentwandler besteht darin, daß hydrodynamische Maschinen in einem relativ begrenzten Bereich einen ausreichend guten Wirkungsgrad aufweisen. Da aber im praktischen Betrieb normalerweise die gesamte Kennlinie der Antriebsmaschine verwendet werden muß, kommt es zu erheblichen Verlustleistungen, die z. B. im Festbremspunkt 100% betragen. Daher können solche hydrodynamischen Wandler fast nur zum Anfahren benutzt werden und im Dauerbetrieb wird auf mechanische Getriebe umgeschaltet.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Drehmomentwandler zu schaffen, der für den Antrieb von Kraftfahrzeugen und dergleichen geeignet ist und insb. eine optimale Anpassung der Motorkennlinie an die Lastkennlinie ermöglicht.

Diese Aufgabe wird durch einen mechanischen Drehmomentwandler gelöst, der zwischen einem Antrieb und einem Abtrieb ein Drehmomentübertragungselement aufweist, das um eine zu einer ersten, der Hauptachse (X) senkrechten zweiten Achse (Y) drehbar angeordnet ist, wobei an dem Drehmomentübertragungselement wenigstens eine Rotationsmasse vorgesehen ist, welche um die erste Achse (X), die zweite Achse (Y) und eine dritte Achse (Z, Z' ...) drehbar angeordnet ist und wobei sich die erste (X), die zweite (Y) und die dritte (Z, Z' ...) Achse in einem Punkt schneiden (Anspruch 1).

Der erfindungsgemäße Drehmomentwandler verwendet anstelle hydrodynamischer Wirkungen Massenmomente rotierender Massen, insbesondere Kreiselmomente, die bei sinngemäßer Anwendung für Antriebszwecke von Kraftfahrzeugen herangezogen werden können.

Ein solches System arbeitet, abgesehen von normalen, jedem mechanischen System anhaftenden Reibungsverlusten im Gegensatz zu hydrodynamischen Wandlern, verlustfrei. Zudem wird auch eine leichte Regelbarkeit ermöglicht, die vom Plusbereich bis zum Minusbereich reicht, so daß der Drehmomentwandler zum Antrieb eines Kraftfahrzeuges gut geeignet ist. Die Umsteuerbarkeit in den Minusbereich liefert gleichzeitig eine wirksame Dauerbremse. Ferner ist mit den Mitteln der Elektronik eine Regelung möglich, die stets den optimalen Kennlinienpunkt der Antriebsmaschine automatisch anfährt, wobei wahlweise das Verbrauchsminimum des Treibstoffes oder das Schadstoffemissionsminimum eingeregelt werden kann.

Aufgrund der erfindungsgemäßen Anordnung, bei der sich die erste, zweite und dritte Achse in einem Punkt schneiden, ergibt sich ein sehr einfaches Getriebschema, da die Drehmomente M_x und M_y bezüglich der X- bzw. Y-Achse systematisch miteinander zusammenhängen, wobei M_x immer die Reaktion auf M_y bildet, unabhängig davon, welche inneren Übersetzungen gewählt werden.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung führen die Rotationsmasse(n) im Betriebszustand des Drehmomentwandlers um die dritte Drehachse(n) (Z, Z', ...) wechselnde Drehbewegungen in Koordination mit der Richtung der zweiten Drehachse (Y) aus.

Die wechselnden Drehbewegungen um die Haupttragsachse(n) der Rotationsmasse(n) hinsichtlich der Winkelgeschwindigkeit (ω_z) können vorteilhafterweise pulsierende Drehbewegungen sein, die symmetrischen Sinusschwingungen um den Nullpunkt bis rechteckähnlichen Schwingungen entsprechen. Ferner können die wechselnden Drehbewegungen in ihrer Amplitude und/oder Lage des Winkelgeschwindigkeitsvektors veränderbar sein. Aufgrund der pulsierenden Winkelgeschwindigkeit der Rotationsmasse wird an den Positionen, an denen normalerweise eine Kreiselmomentumkehr auftreten würde, die Winkelgeschwindigkeit ω_z , die an der Kreiselmomentumbildung beteiligt ist, ihre Polarität wechseln. Dabei werden die beiden Momente M_x und M_y in gleichbleibende Richtung gelenkt. Die pulsierenden Drehbewegungen können im Fall (a) durch eine Taumelscheibe oder einen Kurbeltrieb, die über Kurbel und/oder Schubstangen Einfluß auf die Rotationsmassen haben, im Fall (c) durch elliptische Räder oder ein Doppelkardangeln, das nicht ausgleichend angeordnet ist, verwirklicht werden. Fall (b) betrifft nur rechteckähnliche Rotationsbewegungen, insbesondere solche Bewegungen, die ruck- und stoßfrei sind.

Die Veränderung der Pulsationsbewegungen in ihren Amplituden können durch Veränderung der Schräglage der Taumelscheibe bezüglich ihrer Drehachse erzielt werden, da durch eine größere Neigung ein größerer Hub erzielt wird. Die Veränderung der Lage des maximalen Winkelgeschwindigkeitsvektors kann durch Verschwenken der Schwenkachse der Taumelscheibe bezüglich der zweiten Achse (Y) erzielt werden.

Günstig ist die zweite Achse (Y) senkrecht zu der ersten Achse (X) und die dritte Achse (Z, Z' ...) senkrecht zu der zweiten Achse (Y) angeordnet. Vorteilhaft kann die Koordination der wechselnden Drehbewegungen um die dritte Achse (Z, Z' ...) zu der Richtung der zweiten Achse Y so sein, daß nach einer Umdrehung der zweiten Achse (Y) eine volle Periode der pulsierenden Drehbewegung der ersten Achse (X) abgeschlossen ist. Auch kann die Koordination der wechselnden Drehbewegungen und der Richtung der zweiten Achse (Y) so verlaufen, daß die Periode der pulsierenden Drehbewegung im wesentlichen halbwellensymmetrisch ist.

Gemäß einem Ausführungsbeispiel der Erfindung sind drei winkelfersetzte, zu der zweiten Achse (Y) konzentrisch angeordnete Rotationsmassen vorgesehen. Sie können einen konstanten Winkelabstand aufweisen. Die Rotationsmassen können vorzugsweise zu der jeweiligen dritten Achse (Z, Z', ...) rotationssymmetrisch angeordnete Flachzylinder sein.

Gemäß einem anderen Ausführungsbeispiel der Erfindung liegt der Schwerpunkt der Rotationsmasse(n) in der ersten (X), der zweiten (Y) und der dritten (Z) Achse. Dabei sind die Rotationsmassen hantelförmige Gebilde, die jeweils aus zwei mittels einer dünnen Welle verbundenen Einzelmassen bestehen. Bei diesem Ausführungsbeispiel werden aufgrund der Drehung auftretende Axialkräfte eliminiert.

Da bei diesem Ausführungsbeispiel nur eine Masse im "Rotationssystem Y" verwendet werden kann, ist es vorteilhaft, eine Doppelanordnung vorzusehen, durch die der Ungleichförmigkeitsgrad des Abtriebsmomentes reduziert wird. Hierdurch wird die Anordnung einer zusätzlichen Drallausgleichsmasse überflüssig. Denn bei der doppelten Anordnung kann eine zweite hantelförmige Masse in einer zweiten Achse "Y'" gegenläufig um 90° versetzt drehen. Hierbei wird wegen des gleichen Massenträgheitsmomentes um "Y'" und wegen gleicher

(negativer) Drehzahl ein vollständiger Drallausgleich erzeugt. Vorteilhafterweise kann die dritte Achse (Z) einen rechten Winkel mit der Hauptachse (X) bilden.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist das Drehmomentübertragungselement ein zu der zweiten Achse (Y) symmetrisches Kurbelement.

Ferner ist es vorteilhaft, wenn eine Drall-Ausgleichsmasse vorgesehen ist. Hierdurch wird ein schnelles zuverlässiges Laufen des Drehmomentwandlers gewährleistet. Die Drall-Ausgleichsmasse ist insbesondere dann erforderlich, wenn drei Rotationsmassen auf einer Achse "Y" angeordnet sind. Dabei bildet der gesamte Komplex "Y" ein gemeinsames Trägheitsmoment, welches bei zusätzlicher Drehung um die "X"-Achse einen Drall erzeugt, d. h. einen umlaufenden Drehmomentvektor, der so in vorteilhafter Weise durch die Drallausgleichsmasse kompensiert werden kann. Die Drallausgleichsmasse ist eine zusätzliche gegenläufige Ausgleichsmasse. Es wird eine vergleichbare Wirkung wie die der doppelt angeordneten, oben erwähnten, ebenfalls gegenläufig umlaufenden Hantelmassen erzielt. Vorteilhafterweise ist die Drallausgleichsmasse zu einer vierten Achse konzentrisch angeordnet und um diese drehbar, wobei die vierte Achse zu der zweiten Achse (Y) parallel ist und die Hauptachse (X) schneidet und die Drallausgleichsmasse das Eingangsdrehmoment auf das Drehmomentübertragungselement überträgt. Die Form der Drallausgleichsmasse kann entsprechend der geometrischen Anordnung der Vorrichtung beliebig gewählt werden. Wichtig ist dabei, daß das gesamte Trägheitsmoment aller um die "Y" rotierenden Massen, multipliziert mit ω_y gleich dem Trägheitsmoment der Drallausgleichsmasse, multipliziert mit der negativen Winkelgeschwindigkeit derselben ist. So ist es z. B. möglich, eine relativ kleine Ausgleichsmasse zu konstruieren, wenn deren Winkelgeschwindigkeit ausreichend groß sein kann.

Die Erfindung betrifft ferner ein Verfahren zum Antrieb von Kraftfahrzeugen, bei dem ein gut geeigneter Antrieb mittels eines Drehmomentwandlers möglich ist. Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren treibt der Antriebsmotor über einen mechanischen Drehmomentwandler das Kraftfahrzeug an, mittels eines Reglers wird ein Gang eines Motors aufgrund eines Meßwertes aus seiner Kennlinienschar gewählt und die Pulsationsbewegungen der Rotationsmassen werden verändert (Anspruch 17).

Die Veränderung der Pulsationsbewegungen der Rotationsmasse erfolgt vorzugsweise durch Verstellung einer Taumelscheibe.

Durch einen Regler, der sowohl die Taumelscheibe verstellt, als auch die Drosselklappe eines Kraftfahrzeugmotors oder die Einspritzmenge eines Dieselmotors verändert, kann das Kennlinienfeld optimal, insb. hinsichtlich des Verbrennungsvorganges oder der Umweltverträglichkeit ausgenutzt werden. Eine vollständige Anpassung an die Motorkennlinie wird möglich, es kann jeweils der gewünschte Punkt in der Motorkennlinie eingestellt werden, während mit der Verstellung der Pulsationsbewegung im mechanischen Drehmomentwandler das Fahrverhalten nach Wünschen des Fahrers beeinflusst werden kann. Die Verstellmöglichkeit ist auch in der Lage, die Richtung des Antriebsmomentes umzukehren; sie erlaubt also ein Rückwärtsfahren ohne ein zusätzliches Getriebe. Auch ein Bremsen des Fahrzeuges wird durch Verstellung der Pulsationsbewegungen der Rotationsmasse möglich, wodurch die Bremsenergie dem Motor zugeführt wird, der sie in die Kühl-

anlage abführt.

Im Folgenden werden Erfindungsbeispiele anhand der Zeichnung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine Skizze zur Darstellung der physikalischen Grundlagen der Wirkungen der erfindungsgemäßen Rotationsmassen;

Fig. 2 ein Schema eines erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers;

Fig. 3 ein statisches Modell des Schemas aus Fig. 2;

Fig. 4 eine schematische Darstellung des Kurbeltriebes eines erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers;

Fig. 5 ein Beispiel einer einfachen Getriebestufe mit den Vektoren der inneren Momente;

Fig. 6 das statische Modell der Anordnung aus Fig. 5;

Fig. 7 eine schematische Draufsicht auf ein erstes Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers;

Fig. 8 eine schematische Draufsicht auf ein zweites Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Drehmomentwandlers.

I. Physikalische Grundlagen

Im folgenden sind alle Größen, die sich auf Winkelangaben beziehen, mit dem zusätzlichen Buchstaben "w" bezeichnet, z. B. "dw, aw, ew".

Grundlage aller diesbezüglichen Überlegungen sind die Euler'schen Gleichungen.

$$\begin{aligned} M_z &= I_z \cdot w_z' - (I_y - I_x) \cdot w_y \cdot w_x \\ M_y &= I_y \cdot w_y' - (I_z - I_x) \cdot w_z \cdot w_x \\ M_x &= I_x \cdot w_x' - (I_y - I_z) \cdot w_y \cdot w_z \end{aligned}$$

w_z' , w_y' und w_x' sind hierin die Zeitableitungen der Winkelgeschwindigkeiten.

Die drei Gleichungen beschreiben die Wirkungen rotierender Massen, bezogen auf ein im Körper festes, im Raum bewegliches Koordinatensystem, dessen Achsen mit den durch den Schwerpunkt hindurchgehenden Hauptträgheitsachsen (X, Y, Z), zusammenfallen.

Siehe hierzu Fig. 1.

Ziel der Konstruktion ist, dieses mehrachsige Rotationssystem zu realisieren. Die Grundstruktur ist folgende:

1. Zweiseitig gelagertes Rahmensystem, welches die Drehzahl n_x ausführt (Siehe Fig. 2).
2. In dieses Rahmensystem drehbar gelagertes inneres System, wobei die Drehachse rechtwinklig auf der Hauptachse (X) steht. Die Drehzahl dieses inneren Systems ist n_y . Drehung "Y" ist gleichzeitig die Zählgröße für den Drehwinkel "dw".
3. In das innere System drehbar gelagertes drittes System mit wiederum rechtwinklig zu "Y" gelagerter Rotationsmasse, welche das Hauptträgheitsmoment I_z , die Nebenträgheitsmomente I_x und I_y und die Winkelgeschwindigkeit ω_z hat. Das Hauptträgheitsmoment bezieht sich auf die Rotationsachse, die Nebenträgheitsmomente sind wegen der Rotationssymmetrie gleich groß. Die Rotationsachse rotiert einerseits um "Y" und andererseits zusammen mit "Y" um "X". Die drei Rotationsachsen müssen sich in einem Punkte schneiden.

Bei der rechnerischen Behandlung wurde, wie in Fig. 1 dargestellt, die augenblickliche Position mit dem Winkel "dw" definiert.

Ungeachtet der Art der Realisation der drei Rotatio-

nen (sie wird später beschrieben) ist jedoch festzustellen, daß jeweils von $dw=0$ bis $dw=180$ positive, von $dw>180$ bis $dw<360$ negative Kreismomente zustandekommen. Damit liegt das Hauptproblem und die wesentliche Hürde aller konstruktiven Überlegungen vor. Gelöst werden kann dies dadurch, daß der Rotationsmasse eine pulsierende Winkelgeschwindigkeit zugeordnet wird. Das bedeutet, daß jeweils an den Positionen, an denen normalerweise eine Kreismomentenumkehr anstehen würde, die Winkelgeschwindigkeit ωz (die ja an der Kreismomentenbildung beteiligt ist) ihre Polarität wechselt. Damit werden die beiden Momente M_x und M_y in gleichbleibende Richtung gelenkt.

Pulsierende Drehbewegungen sind ein technisch einfach und in vielfältiger Weise zu lösendes Problem. Es bieten sich an:

- Kurbeltriebe,
- Taumelscheiben (bzw. Schrägscheiben) oder
- Kurventriebe.

Im Getriebschema nach Fig. 2 wurde ein Kurbeltrieb gewählt, wobei dann ein nachgeschalteter Winkeltrieb die Geschwindigkeits- bzw. Momentenausbeute erheblich zu verstärken in der Lage ist. Immer ist es aber so, daß die Kurbel (bzw. Schrägscheibe oder Kurve) auf der Achse "Y" fest steht und lediglich zur Verschiebung des Drehzahlvektors verdreht wird, wobei die Schubstange (o. ä.) zusammen mit der pulsierend anzutreibenden Masse umläuft. Anstelle der Kurbelverdrehung ist ebenso eine Veränderung der Kurbelexzentrizität durch geeignete mechanische Mittel möglich.

Weitere Möglichkeiten zur Erzeugung einer pulsierenden Bewegung sind:

Einsatz eines elliptischen Zahnradpaares, wobei das innere wieder das Festrad ist,

Einsatz eines Doppel-Kardangelenkes, wobei die beiden Gelenke nicht ausgleichend zueinander angeordnet sind.

Pulsierende Bewegungen haben zwangsläufig Beschleunigungen zur Folge. Damit verlangt die erste der Euler'schen Gleichungen besondere Beachtung.

$$M_z = I_z \cdot \omega' z - (I_y - I_x) \cdot \omega y \cdot \omega x.$$

Das zweite Glied dieser Gleichung wird zu Null, da wegen der Rotationssymmetrie $I_x = I_y$. Das erste Glied wird wegen der auftretenden Beschleunigung ungleich Null. Jedoch ist dies ein Augenblickswert. Aus allen Augenblicksmomenten muß logischerweise der Mittelwert pro Umdrehung um "Y" gebildet werden. Hier interessieren nur die Komponenten in X-Richtung. Würde der Mittelwert aller X-Komponenten von M_z eine Größe ungleich Null ergeben, so bedeutete dies, daß, zusammen mit n_x , eine Leistung aufträte, die keine äußere Entsprechung hat. Das ist aber physikalisch unmöglich.

Zur Darstellung aller Vorgänge sind selbstverständlich mathematische Wege möglich. Im vorliegenden Falle wurde aber ein numerischer Lösungsweg gewählt, der mit einem PC leicht durchzuführen ist: Der Umdrehungskreis um "Y" wurde in kleine Berechnungsschritte unterteilt, einzeln berechnet und aus allen Werten der Mittelwert gebildet. Werden die Berechnungsschritte ausreichend klein gewählt (im vorliegenden Falle jeweils 1—3 Grad), so kann mit einem ausreichend genauen Endergebnis gerechnet werden. Bei der Berechnung von M_b (M_b = Beschleunigungsanteil von M_z) ist jedoch zu beachten:

Die Beschleunigung $\omega z'$ wird gebildet aus der Winkelgeschwindigkeitsdifferenz zweier benachbarter Berechnungspunkte, dividiert durch das Zeitdifferential t :

$$\omega z' = (\omega z_1 - \omega z_0)/t.$$

Hierbei ist es wichtig, die Geschwindigkeitsvektoren in X-Richtung zu benutzen:

$$\omega z'(x) = (\omega z_1 \cdot \cos(dw_1) - \omega z_0 \cdot \cos(dw_0))/t \text{ und } M_b(x) = I_z \cdot \omega z'.$$

Der Mittelwert ergibt, wie erwartet, Null. Würde man die Cosinusfunktion erst in die Momentengleichung einführen, wäre die Richtungsänderung von ωz_1 bis ωz_0 unterschlagen worden. Der Mittelwert M_b ist dann ungleich Null. Diese Überlegungen sind aber nur bei dem numerischen Berechnungsweg erforderlich. Damit hat M_z in der Gesamtberechnung keine Bedeutung mehr. Bei den Kreismomenten M_x und M_y ist jeweils das erste Glied der Formel Null, da n_x und n_y konstant sind.

Man kann schreiben:

$$M_x = -(I_y - I_z) \cdot \omega y \cdot \omega z \cdot \sin(dw)$$

$$M_y = -(I_z - I_x) \cdot \omega z \cdot \omega x \cdot \sin(dw).$$

Aus diesen Momentanmomenten werden mit Hilfe des Zeitdifferentials $t = \pi \cdot st / (180 \cdot \omega s)$, worin mit st die Größe des Berechnungsschrittes gekennzeichnet ist, die Mittelwerte M_x und M_y gebildet, welche dann als insgesamt wirkende Momente in die Gleichgewichtsbedingungen eingehen.

II. Berechnung der Drehzahlen

Ziel der Konstruktion ist, ein System zu schaffen, bei dem sich sowohl n_{ab} als auch n_{zu} jede beliebige Drehzahl zuordnen läßt. Diese Bedingung wird erfüllt wenn das System "X" angetrieben wird und das System "Y" über die Kegelradstufe (i_6) und das Zahnrad z_4 auf dem abtriebsseitigen Zahnrad z_2 abrollt (siehe Fig. 2).

Die Berechnung der Drehzahlen erfolgt nach allgemein bekannten Grundsätzen, es muß daher nur das Ergebnis dargestellt werden:

$$n_x = n_{zu}$$

$$n_y = (-i_6/i_1 \cdot i_2) \cdot n_{ab} + (i_6/i_2) \cdot n_{zu}.$$

Die Winkelgeschwindigkeiten:

$$\omega x = \pi \cdot n_x / 30$$

$$\omega y = \pi \cdot n_y / 30$$

Das Zeitdifferential:

$$t = \pi \cdot st / (180 \cdot \omega y); \text{ (Hierin ist "st" der Berechnungsschritt).}$$

Es ist zu erkennen, daß n_x und n_y sowohl von n_{zu} als auch von n_{ab} abhängen. Es liegt also ein labiles System vor, welches erst mit den im Inneren entstandenen Kreismomenten M_x und M_y stabil wird.

Die Momentandrehzahlen n_z (ωz) hängen ab von:

- (1). den aus der Kinematik sich ergebenden Amplituden,
- (2). der Wahl des Kegeltriebes im und
- (3). der Drehzahl n_y , da der Umlauf um die Kurbel

mit dieser Drehzahl geschieht.

III. Bestimmung der kinematischen Verhältnisse am Kurbeltrieb

Wie bereits früher erwähnt ist die Erzeugung der pulsierenden Drehung wz auf verschiedene Weise möglich. Beispielhaft soll hier die Kinematik eines Kurbeltriebes gezeigt werden. In Fig. 4 ist das Schema dargestellt. Hierin ist:

r1 der Hebelarm an dem die Masse antreibenden Kegelrad,
l5 die Schubstangenlänge,
l1 der Mittenabstand von Kurbel und Kurbelarm,
es die Kurbelarmlänge,
dw der Umlaufwinkel um Achse "Y",
vv die Verschiebung des Kurbeltriebes (Verstellung).

Es ergibt sich:

$$\begin{aligned} l10 &= \sqrt{l1^2 - r1^2} \\ l51 &= \sqrt{l10^2 + es^2} \\ aw &= \arctan(r1/l10) \\ l2 &= es \cdot \sin(aw - vv) \\ l4 &= es \cdot \cos(aw - vv) \\ l3 &= es \cdot \sin(dw - aw - vv) \\ l9 &= es \cdot \cos(dw - aw - vv) \\ l6 &= \sqrt{l3^2 + (l1 + l9)^2} \\ bw &= \arctan(l3/(l1 + l9)) \\ cw &= \arccos((l5^2 + l6^2 - r1^2)/(2 \cdot l5 \cdot l6)) \\ fw &= \arccos((r1^2 + l6^2 - l5^2)/(2 \cdot r1 \cdot l6)) \\ l7 &= r1 \cdot \sin(fw + bw) \\ l8 &= r1 \cdot \cos(fw + bw) \\ ew &= 90 - fw - bw - aw \end{aligned}$$

Zeitdifferential pro Berechnungsschritt st:

$$\begin{aligned} t &= \pi \cdot st / (180 \cdot wy) \\ v &= wy \cdot es \\ vs &= v \cdot \cos(90 - (dw - aw - vv) - cw + bw) \\ vu &= vs / \cos(ew + aw - cw + bw) \\ waa &= vu / r1 \\ wa &= waa / im \\ bz &= (wa1 \cdot \cos(dw1) - wao \cdot \cos(dw0)) / t \end{aligned}$$

IV. Bestimmung der Momentenverhältnisse

Zur Berechnung wurden für jedes Getriebeglied die Gleichgewichtsbedingungen aufgestellt und das so entstandene, aus 9 Gleichungen bestehende System, mathematisch gelöst. Im vorliegenden Falle wurde zur Verbesserung der Übersichtlichkeit das Getriebesystem in ein aus Hebeln und Schubstangen bestehendes statisches System adaptiert. Fig. 5 zeigt als Beispiel eine einfache Getriebestufe mit den Vektoren der inneren Momente.

Das statische Modell dieser Anordnung ist in Fig. 6 dargestellt. In der Adaption werden sinngemäß aus Momenten Kräfte und aus Zahnradern Hebel. Ist dieses Getriebe ein Planetengetriebe, so wird einfach der Festpunkt durch ein bewegliches Glied mit der entsprechenden Kraft ersetzt. Es gelten immer zwei Gleichgewichtsbedingungen:

1. Kräftegleichgewicht $M1 + M3 + Ms = 0$
2. Momentengleichgewicht $M1 + M3/iv = 0$

Fig. 2 zeigt das gesamte Getriebeschema, Fig. 3 das dazugehörige statische Modell. Hierin sind die Dop-

pelinen Hebel (also Biegestäbe), und die einfachen Verbindungen Schubstangen. Winkelgetriebe werden sinngemäß als Winkelhebel dargestellt.

Wie bei jedem technischen System müssen auch hier alle von außen wirkenden Momente sich im Gleichgewicht befinden. Diese sind:

- (1). Das Antriebsmoment Mzuges
- (2). Das Abtriebsmoment Mges
- (3). Das Kreiselmoment Mx.

Es können die Gleichgewichtsbedingungen aufgestellt werden. Grundlage hierfür ist Fig. 3.

$$\begin{aligned} Mges + M0 + M1 &= 0 \\ M2 + M4 + X1 &= 0 \\ M1 + i1 \cdot Mges &= 0 \\ M4 + i2 \cdot M2 &= 0 \\ M3 + M4 &= 0 \\ M1 + M2 &= 0 - - \\ X1 - M3 - Mx - Mzuges &= 0 \\ Mges + Mzuges + M0 + Mx &= 0 \\ M - i6 \cdot My &= 0 - - \end{aligned}$$

Dieses aus 9 Gleichungen bestehende System wird durch Elimination der Variablen schrittweise gelöst. Die dabei jeweils eliminierten Variablen werden durch waagerechte Striche kenntlich gemacht.

$$\begin{aligned} \text{1. Schritt:} \\ M3 = i6 \cdot My, M2 &= -M1 \\ Mges + M0 + M1 &= 0 \\ X1 - M1 + M4 &= 0 \\ M1 + i1 \cdot Mges &= 0 - - \\ M4 - i2 \cdot M1 &= 0 \\ M4 + i6 \cdot My &= 0 - - \\ X1 - i6 \cdot My - Mx - Mzuges &= 0 \\ Mges + Mzuges + M0 + Mx &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{2. Schritt:} \\ M4 = -i6 \cdot My, M1 &= -i1 \cdot Mges \\ M0 + (1 - i1) \cdot Mges &= 0 - - \\ X1 + i1 \cdot Mges - i6 \cdot My &= 0 \\ i1 \cdot i2 \cdot Mges - i6 \cdot My &= 0 \\ X1 - i6 \cdot My - Mx - Mzuges &= 0 \\ Mges + Mzuges + M0 + Mx &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{3. Schritt:} \\ M0 = Mges \cdot T^* \cdot t(i1 - 1) \\ X1 + i1 \cdot Mges - i6 \cdot My &= 0 - - \\ i1 \cdot i2 \cdot Mges - i6 \cdot My &= 0 \\ X1 - i6 \cdot My - Mx - Mzuges &= 0 \\ i1 \cdot Mges + Mzuges + Mx &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{4. Schritt:} \\ X1 = i6 \cdot My - i1 \cdot Mges \\ i1 \cdot i2 \cdot Mges - i6 \cdot My &= 0 \\ i1 \cdot Mges + Mzuges + Mx &= 0 \\ i1 \cdot Mges + Mzuges + Mx &= 0 \text{ (identisch)} \end{aligned}$$

Aus der letzten Gleichung ergibt sich:

$$Mges = (-Mx - Mzuges)/i1$$

Die Bedingung $i1 \cdot i2 \cdot M_{ges} - i6 \cdot M_y = 0$ wird dabei systematisch immer erfüllt.

Aus der Leistungsbedingung ergibt sich zwingend

$$M_{zuges} = -M_{ges} \cdot T^* \cdot t_{nab/nzu}$$

Das Gesamtmoment wird dann:

$$M_{ges} = (-M_x) / i1 \cdot (1 - nab/nzu)$$

Mit dem dargestellten Berechnungsweg wird der stationäre Zustand beschrieben. Beim Übergang in einen anderen stationären Zustand treten selbstverständlich Beschleunigungen auf. Ob und welche Probleme dadurch im praktischen Betrieb auftreten, ist derzeit nicht bekannt, jedoch sind diese allenfalls bei der Gestaltung der Regeleinrichtung zu erwarten und zu berücksichtigen.

Die Wirkung der Verstellmechanik beruht in erster Linie auf Beeinflussung der Schwingamplitude oder auf Verschiebung des Drehzahlvektors der Massen. Bei einem Versuchsmodell wurde eine Mechanik zur Veränderung der Exzentrizität der Kurbel geschaffen.

Einfluß auf die Momentencharakteristik hat aber auch das Verhältnis I_x/I_z . Eine Masse mit großem Außendurchmesser und kleiner Höhe (ähnlich Fig. 2) ergibt Werte $I_x/I_z < 1$. Lange, auseinandergezogene Massen ergeben Werte $I_x/I_z > 1$ und damit, bei gleicher Verschiebung; umgekehrte Momentenwirkung. Es ist also eine Verstellmechanik denkbar, bei welcher axial geteilte Massen kontinuierlich zueinander verschoben werden können.

Es muß nicht erwähnt werden, daß eine Mehrfachanordnung der Massen um Welle "Y" (in der Regel 3) sowohl eine Vervielfachung der Momente wie auch einen weitgehend ausgeglichenen Lauf der pulsierend auftretenden Momente zur Folge hat.

Das beschriebene System arbeitet, abgesehen von normalen, jedem mechanischen System anhaftenden Reibverlusten, verlustfrei und unterscheidet sich dadurch grundsätzlich von hydrodynamischen Wandlern. Da zudem auch eine leichte Regelbarkeit vorhanden ist, welche vom Plusbereich bis zum Minusbereich reicht, ist eine gute Eignung zum Antrieb eines Kraftfahrzeuges zu erwarten. Die Umsteuerbarkeit in den Minusbereich liefert gleichzeitig eine wirksame Dauerbremse.

Mit den Mitteln der Elektronik ist außerdem eine Regelung denkbar, die automatisch immer den optimalen Kennlinienpunkt der Antriebsmaschine anfährt, wobei wahlweise das Verbrauchsminimum oder das Schadstoffemissionsminimum eingeregelt werden kann.

In Fig. 7 ist eine schematische Darstellung als Draufsicht auf das erste Ausführungsbeispiel der Erfindung gezeigt. Es handelt sich um das Ausführungsbeispiel, bei dem drei Rotationsmassen m winkelfersetzt und konzentrisch um die zweite Achse Y angeordnet sind. Ferner ist eine Drallausgleichsmasse m_a vorgesehen.

Fig. 8 zeigt eine Draufsicht in schematischer Darstellung auf das zweite erfindungsgemäße Ausführungsbeispiel. Die Rotationsmassen m sind als hantelförmige Gebilde geformt, die aus zwei mittels einer dünnen Welle verbundenen Einzelmassen bestehen. Es sind zwei dieser Drehmomentübertragungselemente vorgesehen, die eine Doppelanordnung bilden.

Patentansprüche

1. Mechanischer Drehmomentwandler, der zwei-

schen einem Antrieb und einem Abtrieb ein Drehmomentübertragungselement aufweist, das um eine zu einer ersten, der Hauptachse (X) senkrechten zweiten Achse (Y) drehbar angeordnet ist, wobei an dem Drehmomentübertragungselement wenigstens eine Rotationsmasse vorgesehen ist, welche um die erste Achse (X), die zweite Achse (Y) und eine dritte Achse (Z, Z', ...) drehbar angeordnet ist und wobei sich die erste (X), die zweite (Y) und die dritte (Z, Z', ...) Achse in einem Punkt schneiden.

2. Mechanischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotationsmasse(n) im Betriebszustand des Drehmomentwandlers um die dritte Achse (Z, Z', ...) wechselnde Drehbewegungen in Koordination mit der Richtung der zweiten Drehachse (Y) ausführt.

3. Mechanischer Drehmomentwandler nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die wechselnden Drehbewegungen um die Hauptträgheitsachse (n) der Rotationsmasse(n) hinsichtlich der Winkelgeschwindigkeit (ω_z) pulsierende Drehbewegungen sind, die symmetrischen Sinusschwingungen um den Nullpunkt bis rechteckähnlichen Schwingungen entsprechen.

4. Mechanischer Drehmomentwandler nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die wechselnden Drehbewegungen in ihrer Amplitude und/oder der Lage des maximalen Winkelgeschwindigkeitsvektors veränderbar sind.

5. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Achse (Y) senkrecht zu der ersten Achse (X) und die dritte Achse (Z, Z', ...) senkrecht zu der zweiten Achse (Y) angeordnet ist.

6. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Koordination der wechselnden Drehbewegungen um die dritte Achse (Z, Z', ...) zu der Richtung der zweiten Achse (Y) so ist, daß nach einer Umdrehung der zweiten Achse (Y) eine volle Periode der pulsierenden Drehbewegung der dritten Achse (Z) abgeschlossen ist.

7. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Koordination der wechselnden Drehbewegungen und der Richtung der zweiten Achse (Y) so verläuft, daß die Periode der pulsierenden Drehbewegung im wesentlichen halbwellensymmetrisch ist.

8. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß drei winkelfersetzte, zu der zweiten Achse (Y) konzentrisch angeordnete Rotationsmassen (m) vorgesehen sind.

9. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotationsmasse(n) zu der jeweils dritten Achse (Z, Z', ...) rotationssymmetrisch angeordnete Flachzylinder sind.

10. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwerpunkt der Rotationsmasse/n in der ersten (X), der zweiten (Y) und der dritten (Z) Achse liegen.

11. Mechanischer Drehmomentwandler nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Rotationsmasse hantelförmig ist, und aus zwei mittels einer dünnen Welle verbundenen Einzelmassen be-

steht.

12. Mechanischer Drehmomentwandler nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß ein zweites Drehmomentübertragungselement mit den Merkmalen der vorhergehenden Ansprüche vorgesehen ist, um eine Doppelanordnung zu bilden. 5

13. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 10 bis 12, dadurch gekennzeichnet, daß die dritte Achse (z) einen rechten Winkel mit der Hauptachse (X) bildet. 10

14. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das Drehmomentübertragungselement ein zu der zweiten Achse (Y) symmetrisches Kurbel- element ist. 15

15. Mechanischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß eine Drallausgleichsmasse (ma) vorgesehen ist.

16. Mechanischer Drehmomentwandler nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, daß die Drallausgleichsmasse zu einer vierten Achse konzentrisch angeordnet und um diese drehbar ist, wobei die vierte Achse zu der zweiten Achse (Y) parallel ist und die erste Achse (X) schneidet und die Drallausgleichsmasse gegenläufig zur Rotationsmasse drehbar ist. 20 25

17. Verfahren zum Antrieb von Kraftfahrzeugen, bei dem der Antriebsmotor das Kraftfahrzeug über einen mechanischen Drehmomentwandler antreibt, und mittels eines Reglers sowohl ein Gang des Motors hinsichtlich eines Meßwertes in seiner Kennlinienschar gewählt wird, als auch die Pulsationsbewegungen der Rotationsmasse(n) verändert werden. 30 35

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

40

45

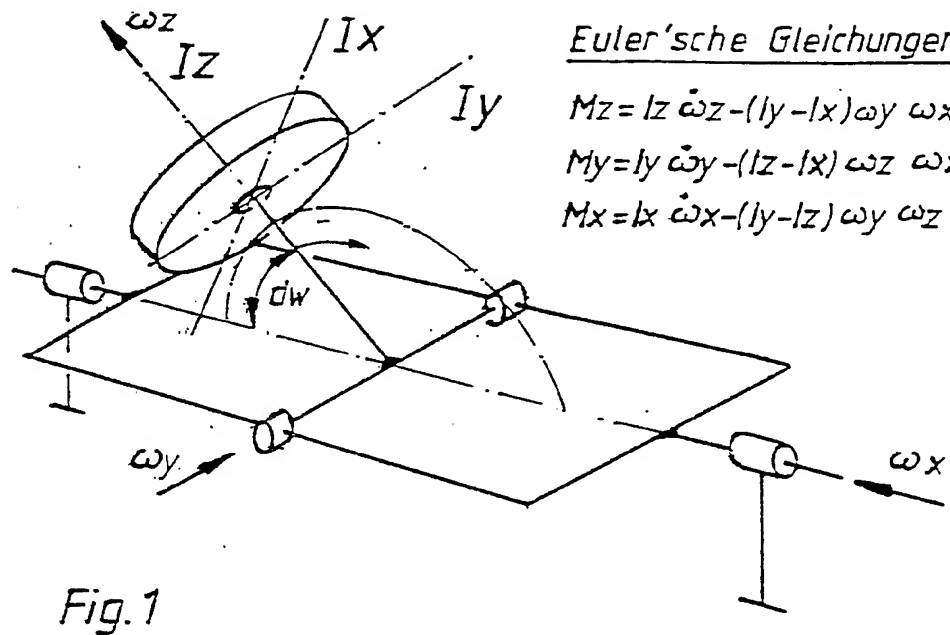
50

55

60

65

- Leerseite -



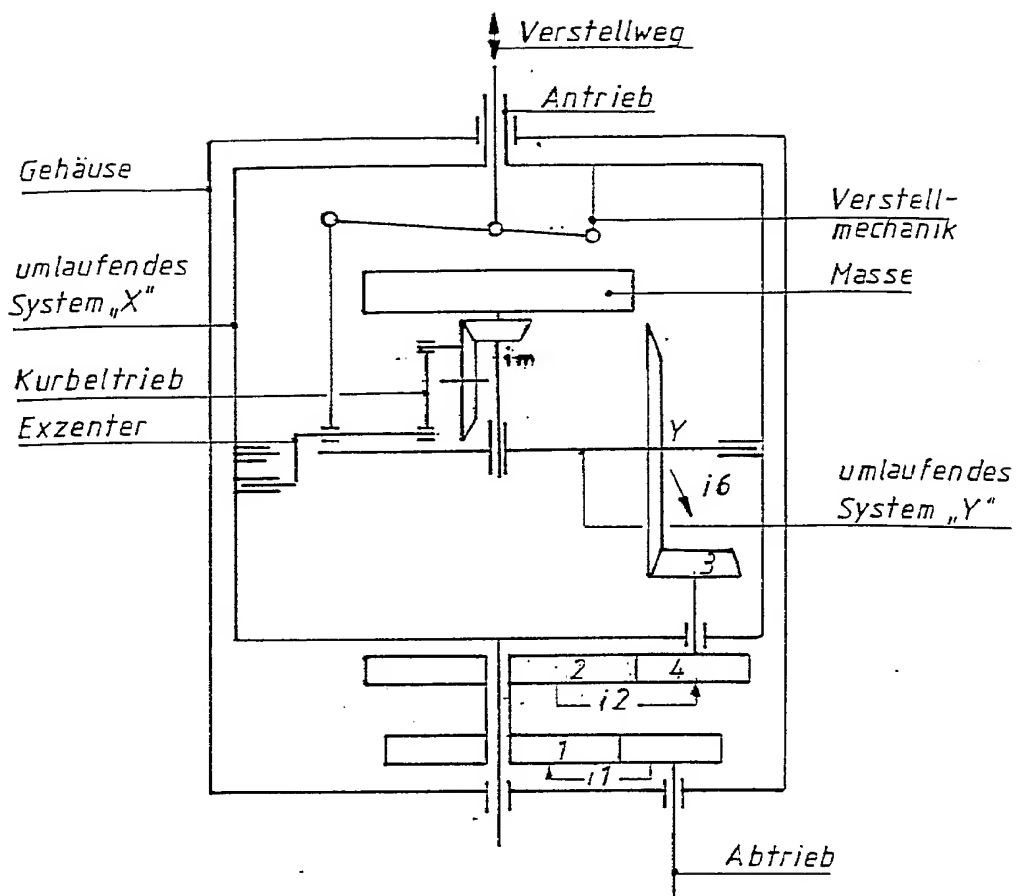


Fig. 2

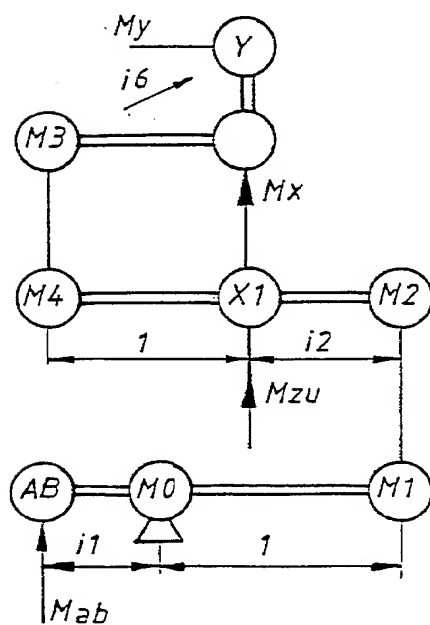


Fig. 3

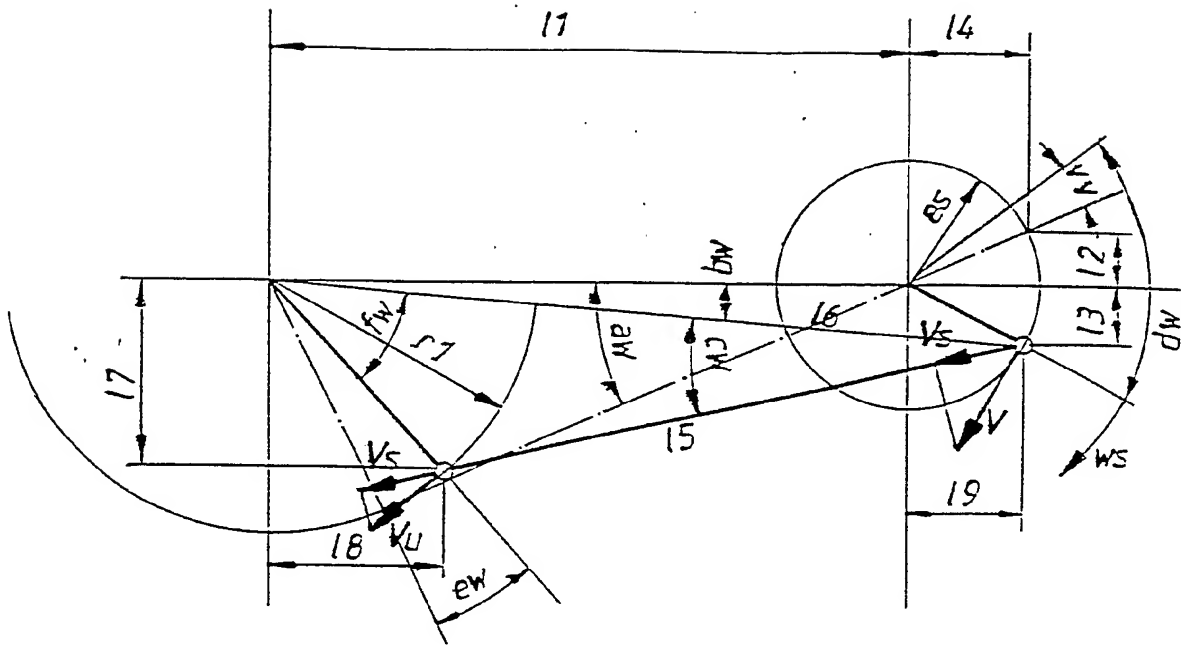


Fig. 4

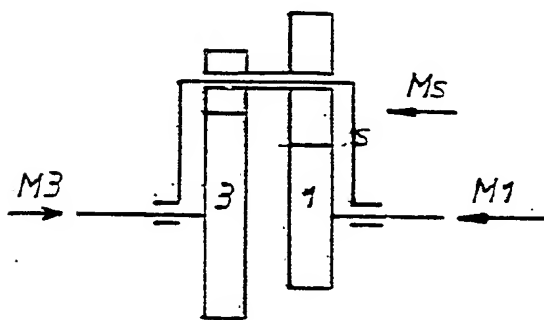


Fig. 5

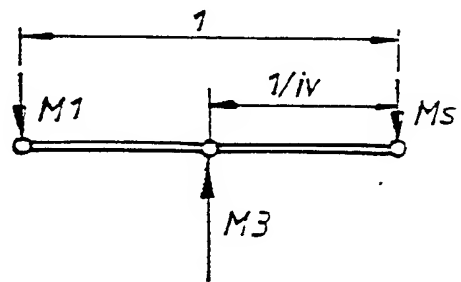


Fig. 6

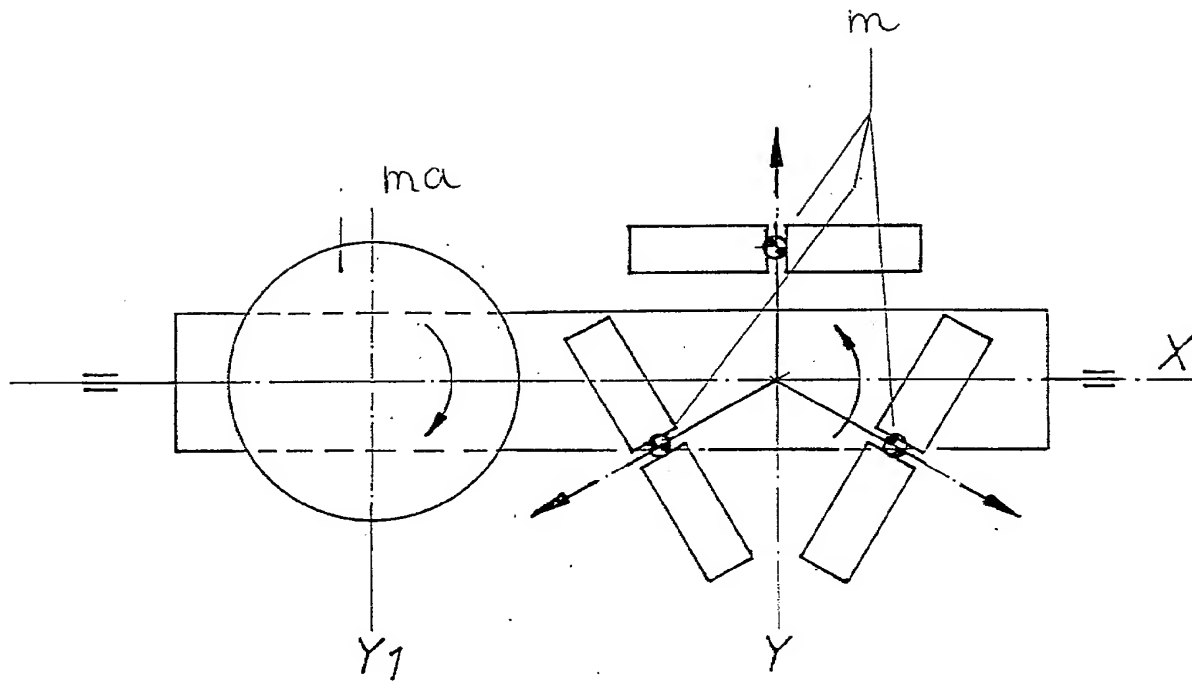


Fig. 7

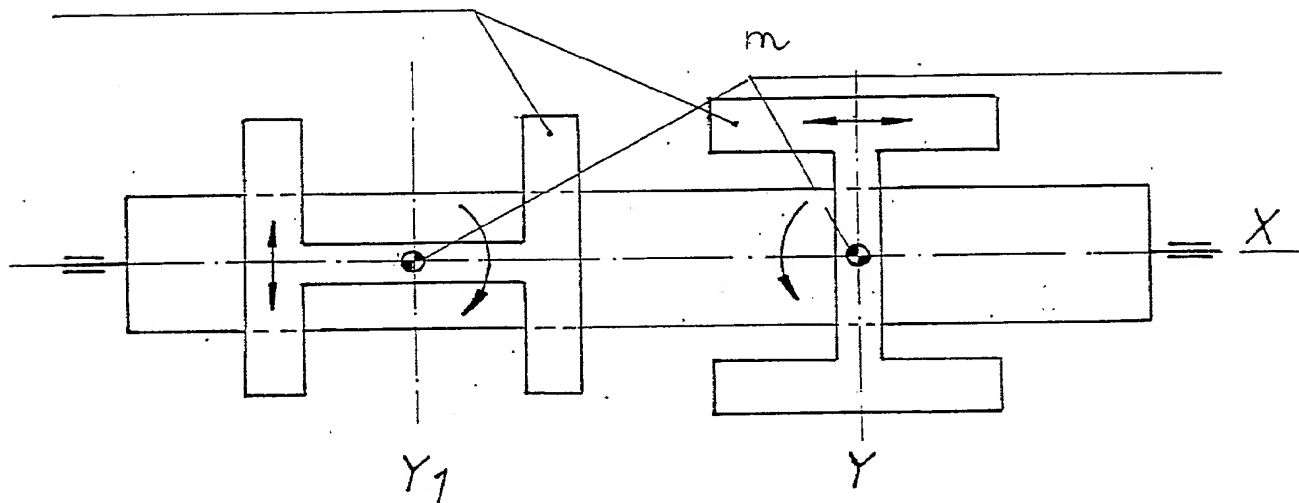


Fig. 8